

GER 유체를 이용한 ER Brake System의 설계 및 속도 제어

Design and Speed Control of ER Brake System Using GER Fluids

육 지 용*·최 승 복†·육 운 수**

J. Y. Yook, S. B. Choi and W. S. Yook

(2012년 2월 6일 접수 ; 2012년 2월 24일 심사완료)

Key Words : ER Fluids(전기유변유체), Speed Control(속도제어), Brake(브레이크)

ABSTRACT

This paper presents robust control performance of a direct current(DC) motor with brake system adopting a giant electrorheological(GER) fluid, whose distinguished feature is an extremely high value of yield stress. As a first step, Bingham characteristics of the GER fluid is experimentally investigated using the Couette type electroviscometer. A cylindrical type of ER brake is then devised based on the Bingham model, and its braking torque is evaluated. Structural analysis of ER brake is performed using ANSYS. After formulating the governing equation of motion for the DC motor with ER brake system, a sliding mode control algorithm, which is very robust to external disturbances and parameter uncertainties, is synthesized and experimentally realized in order to achieve desired rotational speed trajectories. The tracking responses of the control system are then evaluated and verified by presenting speed control performance.

1. 서 론

최근 전기장 및 자기장의 세기에 따라 항복 응력이 변화하는 지능 재료인 ER/MR 유체를 이용한 브레이크, 클러치, 서스펜션, 밸브 등에 관한 연구가 활발히 이루어지고 있다^(1,2). 특히, Haptic knob와 같은 소형 정밀 기계의 움직임 제어를 위해 지능 재료를 이용한 작동기의 필요성이 크게 대두되고 있다^(3,4).

ER 유체는 MR 유체에 비해 간단한 전극 설계로 인하여 응용 장치의 소형화 및 경량화가 가능하다. 하지만 낮은 항복 응력, 사용 온도 범위 제한, 높은

전류 밀도 등의 제약으로 인하여 응용 장치 상용화의 어려움이 존재하였다. 최근 Wejia Wen에 의해 발견된 GER(giant electrorheological) 유체는 최대 150 kPa 항복 응력을 가지며, 넓은 사용 온도 범위(10~150°C), 낮은 전류 밀도, 10 msec 이내의 빠른 응답 특성을 갖는다. 이러한 특성으로 인하여 전극 길이의 감소로 인한 ER 유체 응용 장치의 소형화 및 부가 전압의 감소로 인한 응용 장치의 상용화를 가능하게 한다.

이 연구에서는 Bingham모형을 이용한 원통형 EB(ER brake)를 제안하였으며, DC 모터의 회전 속도 제어를 통해 GER 유체의 제어 성능을 확인하였다. EB의 설계 및 구조적 특성 분석을 위하여 상용 유한요소 해석 프로그램 ANSYS를 이용하였으며, 강건 제어기인 SMC(sliding mode controller)를 이용하여 속도 추적 제어기를 설계하였다.

† 교신저자; 정회원, 인하대학교 기계공학과
E-mail : seungbok@inha.ac.kr
Tel : (032)860-7319, Fax : (032)868-1716

* 정회원, 한라공조 기술연구소
* 관동대학교 토목공학과

2. ER Brake의 설계

2.1 GER 유체의 특성

ER 유체는 전기장이 가해짐에 따라 유체의 전단 응력이 변화되며, 유체와 전극의 상대 운동에 따라 유동 모드(flow mode), 전단 모드(shear mode), 압착모드(squeeze mode)의 형태로 분류된다. Brake 및 clutch에 사용되는 전단 모드의 경우, ER 유체의 거동은 일반적으로 빙햄(Bingham) 모델로 식 (1)과 같다.

$$\tau = \tau_y(E) + \eta \dot{\gamma}, \quad \tau_y(E) = \alpha E^\beta \quad (1)$$

여기서 τ 는 ER 유체의 전단응력을 나타내며, η 는 기본점성 계수, $\dot{\gamma}$ 는 전단 속도 비를 나타낸다. $\tau_y(E)$ 는 ER 유체의 항복전단응력을 표현하며, 전기장의 세기(field intensity) E 에 따라 증가한다. 이때, 비례상수 α 와 β 는 ER 유체의 항복응력을 결정하는 고유 특성 상수이다. GER 유체는 Hong Kong 대학의 Wejia Wen에 의해 발견 되었으며, 기존 Pani 및 Starch 계열 등의 ER 유체에 비해 높은 항복 응력을 갖는다. GER 유체는 Urea coating의

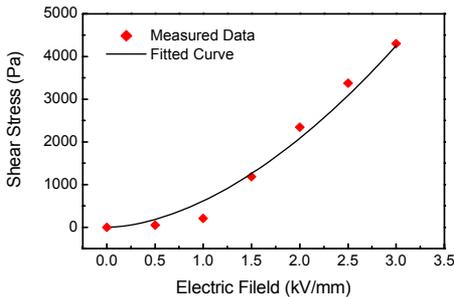


Fig. 1 Bingham characteristics of GER fluids



(a) Without electric field (b) With electric field

Fig. 2 Microscopic photograph(x400) of the GER fluids

나노 입자와 실리콘 오일로 구성되어 입자의 높은 유전율, 미세 형상 및 BaTiO(C₂O₄)₂ urea coating으로 인해 높은 항복 응력을 갖는다^(5,6). 특히, 항복 응력은 1 kV/mm 이상의 전기장 세기에서 부가되는 전기장의 세기에 비례하는 특징을 갖는다. Fig. 1은 실험을 통해 도출된 GER 유체의 빙햄 특성으로 유체 상수 α, β, η 는 커브 피팅을 통해 각각 617.1, 1.76, 0.78을 도출하였다. Fig. 2는 전기장 부하에 따라 전극 사이에 형성된 GER 유체 chain의 모습이다.

2.2 ER Brake의 구성

DC 모터에 의해 최대 1000 RPM으로 회전하는 로터의 속도 제어를 위하여, EB는 Fig. 3과 같이 구성되어 있다. GER 유체는 로터 코어와 외측 실린더의 1 mm 간극 사이에 채워지게 되며 로터 코어와 외측 실린더는 각각 전극의 역할을 한다. 이 연구에서는 상용 유한요소 해석 프로그램 ANSYS를 이용하여 밀도 1.0 E-9g/mm³, 점성 0.78E-6 Pa·sec의 ER 유체가 원심력에 의해 발생하는 속도 및 압력 분포를 분석하였으며 그 결과는 Fig. 4와 같다. 1000 RPM 회전 시, ER 유체는 전극 내경 및 외경에서 각각 93, 1582 mm/sec의 속도로 회전하며 전극의 내경 및 외경에서 각각 50, 3 Pa의 압력이 발생한다. 이러한 결과를 통해 전극 사이에서 발생하는 점성 마찰력은 전극 길이, 유체 회전 속도 및 압력에 의해 크게 변화됨을 알 수 있다. 전기장 부하 시, GER 유체에 체인이 형성되어 항복 응력이 증가하게 한다. 이때 발생하는 전단 응력 모드에 의한 멈춤 토크 크기에 따라 로터 회전 속도가 제어 된다. 멈춤 토크(T_b)는 전기장의 세기에 따라 변화하는 T_y 와 전극 내경에서 유체 점성 마찰에 의한 T_η 로 구성되며, Bingham 모델을 고려하여 식 (2)와 같이 정리된다.

$$T_b = T_y(E) + T_\eta$$

$$T_y = 2\pi r_i L_1 \alpha E^\beta \quad (2)$$

$$T_\eta = 4\pi\eta\dot{\theta} \left(L_1 \frac{r_i^4}{r_0^2 - r_i^2} + 2L_2 \frac{r_1^4}{r_0^2 - r_1^2} \right)$$

로터 회전 속도는 EB에 의해 제어 되며, 회전 시 배방정식은 식 (3)과 같이 정리된다.

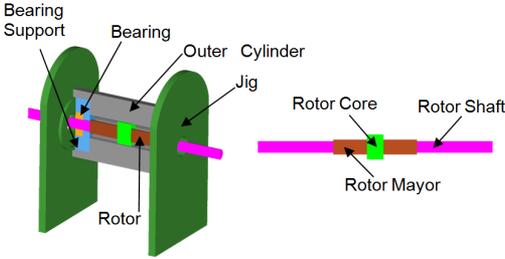
$$J\ddot{\theta} + C\dot{\theta} = T_m - T_b \quad (3)$$

J 는 축의 회전 관성모멘트를 의미하며, C 는 기계적 마찰 계수, θ 는 축의 회전각도, T_m 는 DC 모터의 토크, T_b 는 EB에 의한 멈춤 토크를 의미한다. 위 식 (2)와 (3)을 이용하여 식 (4)와 같은 지배방정식이 도출된다.

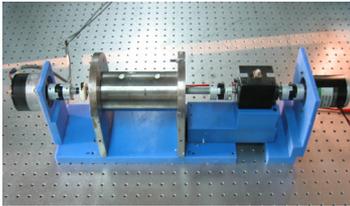
$$J\ddot{\theta} + (C + 4\pi\eta(L_1 \frac{r_i^4}{r_0^2 - r_i^2} + 2L_2 \frac{r_1^4}{r_0^2 - r_1^2}))\dot{\theta} = T_m - 2\pi r_l L \alpha E^{\beta} \quad (4)$$

식 (4)에서 r_0 과 r_i 는 각각 전극의 내경 및 외경의 반지름을 의미하며, L_1 와 L_2 는 전극의 길이와 로터 메이어(rotor mayor)의 길이를 의미한다. 이러한 결과를 이용하여 전기장 무부하 시의 회전 속도 측정 결과와 EB의 지배방정식을 통한 시뮬레이션 결과를 Fig. 5와 같이 비교하였다. 로터 회전 시 발생하는 베어링 마찰, 기계적 진동, DC 모터 코킹 토크 및 토크 리플은 시스템의 외란으로 작용하여 로터의 회전 속도를 감소시킨다. 이러한 결과로 인하여 시험 결과는 시뮬레이션 결과 대비 비교적 낮은 시상수와 낮은 회전속도의 특성을 갖는다.

전기장 부하에 따른 EB의 멈춤 토크 특성을 분석하기 위하여 식 (4)와 시험을 이용하여 계단 입력 전압 크기에 따른 회전 속도 및 토크의 과도 응답 특성을 Fig. 6에 나타내었다. 계단 입력 전압 부가에 따라 EB는 1차 시스템의 특성을 나타내었으며, 최대 3 kV/mm 전압 인가 시 0.14 Nm의 멈춤 토크가 발생하였다. 또한, 고전압의 세기가 증가할수록 응답 속도가 빨라지는 특성을 보인다. 이에 비해, 고전압 제거 시는 고전압의 세기가 증가할수록 컴퓨터 시뮬레이션 결과 대비 반응 속도가 느려지는 특성을 보인다. 이러한 특성은 고전압 인가 시 GER 유체의 입자들이 높은 유전 특성으로 인하여 전하의 충전에 따라 커패시터의 역할을 하기 때문에 발생한다. 따라서, 이 연구에서는 전기장 부하에 따른 GER 유체의 항복 응력 변화 및 EB의 기계적 마찰

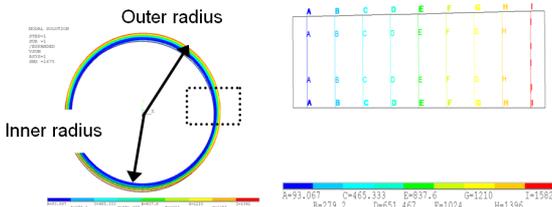


(a) Configuration

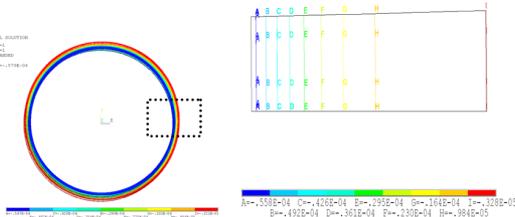


(b) Photograph

Fig. 3 Configuration of ER brake



(a) Velocity distribution



(b) Pressure distribution

Fig. 4 Rotating characteristics of ER fluids

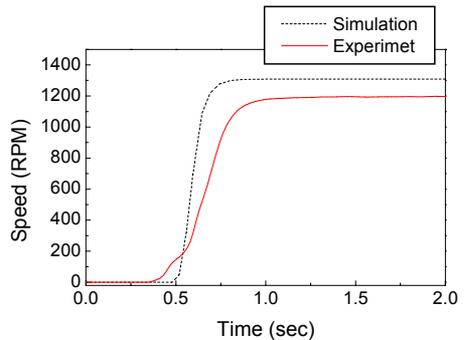


Fig. 5 Time response of ER brake with DC motor

특성을 반영한 멈춤 토크의 기계적 시상수 τ 를 고려하였다. 이때, EB는 1차 시스템 가정하였으며 Fig. 6의 시험 결과를 이용하여 산술적 평균치 40 msec을 사용하였으며, 식 (5)와 같이 전기장 부하에 따른 멈춤 토크의 특성을 표현하였다.

$$\tau \frac{dT_E}{dt} + T_E = \alpha E^\beta \quad (5)$$

로터의 불평형 질량에 의한 진동은 전극 간극을 변화 시켜 부가되는 전기장의 세기 변화 및 전극의 간섭을 발생 시키며, 동시에 제어 시스템의 외란으로 작용하게 된다. 이 연구에서 사용된 로터의 양단은 등방 강성을 갖는 볼 베어링 및 지지부로 지지되어 있으며, 불평형 질량에 의해 발생하는 가진력에 의한 로터의 동적 특성은 식 (6), (7)과 같다.

이때, 로터 코어(rotor core)의 형상을 고려하여 자이로스코픽 모멘트(gyroscopic moment)에 의한 가진력은 미미하다고 가정하였다. Ω 는 로터의 회전 속도를 의미하며 ε 는 회전 중심에서 불평형 질량까지의 거리를 나타낸다. u, v 는 로터의 접선 및 법선 방향의 변위를 의미하며, ψ, θ 는 각 방향의 회전각을 의미한다. c_T, k_T 는 각 방향 별 병진 운동의 댐핑과 강성을 의미하며, c_c, k_c 는 병진 운동 및 회전 운동에 의해 연성된 댐핑과 강성을 표현한다. 마지막으로 c_R, k_R 은 회전 시 발생하는 댐핑과 강성을 나타낸다.

$$\begin{aligned} m\ddot{u} + c_T\dot{u} + c_c\dot{\psi} + k_Tu + k_c\psi &= m\varepsilon\Omega^2 \cos\Omega t \\ m\ddot{v} + c_T\dot{v} - c_c\dot{\theta} + k_Tv - k_c\theta &= m\varepsilon\Omega^2 \sin\Omega t \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} I_d\ddot{\theta} + I_p\Omega\dot{\psi} - c_c\dot{v} + c_R\dot{\theta} - k_cv + k_R\theta &= 0 \\ I_d\ddot{\psi} - I_p\Omega\dot{\theta} + c_c\dot{u} + c_R\dot{\psi} + k_cu + k_R\psi &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

이때, 식 (8)을 이용하여 식 (6), (7)은 식 (9)와 같이 정리된다.

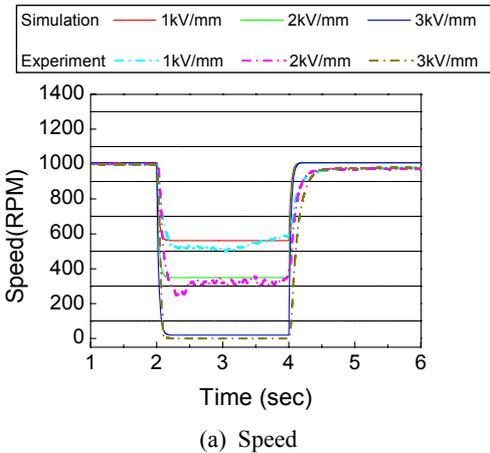
$$r = u + jv \quad \varphi = \psi - j\theta \quad (8)$$

$$\begin{aligned} m\dot{r} + c_T\dot{r} + k_T r &= m\varepsilon\Omega^2 e^{j\Omega t} \\ I_d\dot{\varphi} - jI_p\Omega\dot{\varphi} + c_R\dot{\varphi} + k_R\varphi &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

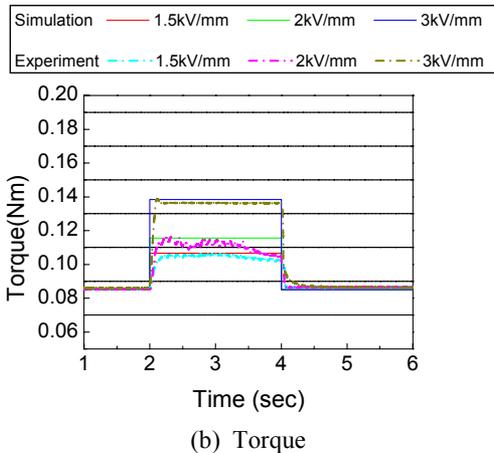
따라서, 불평형 질량에 발생하는 가진력에 의한 로터의 회전 동특성은 식 (10)과 같이 정리된다⁽⁷⁾.

$$\begin{aligned} \ddot{r} + 2\xi\omega_n\dot{r} + \omega_n^2 r &= \varepsilon\Omega^2 e^{j\Omega t} \\ r(t) = r_0 e^{j\Omega t} &= |r_0| e^{j(\Omega t - \alpha)} \end{aligned} \quad (10)$$

이 연구에서는 ISO 벨런싱 등급 G 6.3의 불평형 질량을 갖는 로터 진동에 의한 전극 간극 변화를 분석하기 위하여 스프링 요소를 이용하여 베어링 강성 1200 N/mm을 구현하였으며, MC Nylon($E=1500$ MPa)재질의 베어링 지지부 접촉 결합을 이용하여 회전체 해석 모델을 구성하였다. 불평형 질량의 위치는 로터 코어의 표면 중심에 존재한다고 가정하였다. Fig. 7의 해석 결과, 1000 RPM 회전 시 0.01 mm의 변형이 로터 코어의 표면에서 발생하였다. 따라서, 회전체 진동에 의한 전극 간격의 변화는 크지 않으리라 예측된다. 전기장 부하 시 발생되



(a) Speed



(b) Torque

Fig. 6 Braking performance of ER brake

는 멈춤 토크에 의한 EB의 동적 특성을 분석하기 위하여 유한요소 해석 모델을 구성하였다. EB 작동 시, ER 유체에 발생하는 전단 모드는 전극인 로터 코어와 외부 실린더에 사이에 전단 응력을 발생시켜 로터 회전을 방해하는 멈춤 토크가 발생한다. 이 연구에서는 ER 유체에 의해 발생하는 점성 마찰 응력 및 전단 응력을 접촉 유한요소를 이용하여 구현하였다. 해석 결과, Fig. 8과 같이 3 kV/mm 전기장 부하에 따라 로터의 구동 측에서 70000 Pa의 전단

응력이 발생하였다. 커플링 슬립 및 유체 저항 등을 고려 시, 시험 결과와 비교적 일치하는 사실을 알 수 있다. 작동 구간 내에서 발생하는 EB의 진동 현상은 시스템 외란으로 작용하여 제어 성능에 영향을 주게 된다. 이 연구에서는 Fig. 9와 같은 유한요소해석 모델을 이용하여 EB의 정규 모드 해석을 수행하였다. 해석 결과, 첫 번째 진동 모드는 280 Hz 대역에서 축 방향 진동 모드가 발생하였다. 이러한 결과를 통하여, 구조적 진동에 의한 외란의 영향은 매우 작다는 것을 확인할 수 있다.

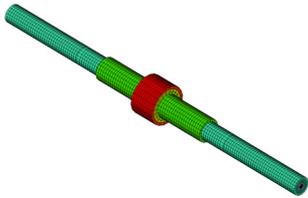


Fig. 7 Displacement at 1000 RPM

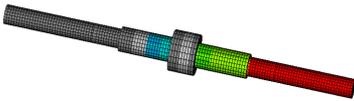
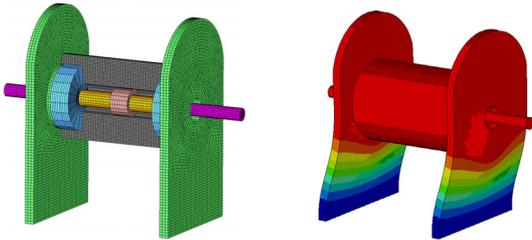


Fig. 8 Stress distribution of rotor at 3 kV/mm



(a) FE model (b) 1st vibration mode

Fig. 9 Normal mode analysis of ER brake

Table 1 Mechanical dimension of the ER brake

Name	Value
Inner electrode diameter	$d_i = 30$ mm
Outer electrode diameter	$d_o = 32$ mm
Electrode length	$L_1 = 20$ mm
Shaft mayor diameter	$d_1 = 18$ mm
Shaft mayor length	$L_2 = 40$ mm
Shaft length	$L_s = 40$ mm

3. 제어기 설계

이 연구에서는 EB의 속도 추적 제어를 위하여 강건 제어기인 슬라이딩 모드 제어기를 설계하였다. 슬라이딩 모드 제어기는 PID 제어기와 같은 범용 제어기에 대비 EB의 구동 시 발생하는 진동, 토크 변화 및 제어 시스템의 파라미터 변화와 같은 시스템의 외란에 강건한 제어 성능을 발휘한다. EB의 시스템 방정식은 식 (4)를 이용하여 식 (11)과 같이 정리 할 수 있다. T_{m0} 는 nominal motor torque이며, δT 는 nominal motor torque에 대한 perturbation variation이다.

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} + 15.92\dot{\theta} &= 45430(T_{m0} + \delta T) \\ -792.23E^{1.757}, |\delta T| &< \alpha T_{m0} \end{aligned} \quad (11)$$

EB에 추가되는 제어입력을 구하기 위하여 다음과 같이 슬라이딩 서피스를 설정한다.

$$\begin{aligned} s &= \dot{e} + me, \quad m > 0 \\ e &= \theta - \theta_d, \quad \dot{e} = \dot{\theta} - \dot{\theta}_d \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 e 는 슬라이딩 모드 제어기의 추적 오차 (tracking error)를 의미하며, θ_d 는 추적 회전각, $\dot{\theta}$ 은 추적 각속도를 의미한다. 슬라이딩 서피스 $s = 0$ 에서 슬라이딩 모드가 존재하기 위한 조건은 다음과 같다.

$$s \cdot \dot{s} < 0 \quad (13)$$

따라서, 식 (13)의 조건을 만족시키는 속도 추적 제어기는 식 (14)와 같이 설계할 수 있다.

$$E(t) = \left[\frac{1}{792.23m} (\ddot{\theta} - \ddot{\theta}_d + m(45430T_m - 15.92\eta\dot{\theta} - \dot{\theta}_d) + k \operatorname{sgn}(s)) \right]^{\frac{1}{1.757}} \quad (14)$$

그러나, 이와 같은 불연속 제어기는 채터링을 발생시키므로 정해진 경계 조건 영역 안에서 불연속 제어기를 연속 제어기로 근사화하여 다음과 같은 포화 함수로 대체한다⁽⁸⁾.

$$\operatorname{sat}(s) = \begin{cases} s/\varepsilon, & |s| \leq \varepsilon \\ \operatorname{sgn}(s), & |s| \geq \varepsilon \end{cases} \quad (15)$$

4. 결과 및 고찰

이 연구에서는 앞에서 설계한 슬라이딩 모드 제어기를 이용하여, EB의 속도 추적 제어 성능을 컴퓨터 시뮬레이션과 Fig. 10과 같은 실험 장치를 구성하여 평가하였다. EB의 로터는 DC 모터에 의해 회전하게 되며, 이때 타코미터에서 측정된 회전 속도는 A/D 컨버터를 통하여 Labview real time controller로 피드백 되어 고전압 증폭기를 통과한다. 증폭된 제어 입력은 요구 속도 궤적에 따라 부가되어 멈춤 토크를 발생 시켜 속도를 제어하게 된다. 이러한 슬라이딩 모드 제어기를 이용한 속도 추적 제어 결과를 Fig. 11에 나타내었다. 요구 속도 궤적은 정현파로서 $200\sin(2\pi ft) + 700$ RPM 으로 표현되며, f 는 추적 궤적의 주파수다. 이 연구에서는 9 Hz의 추적 궤적 주파수를 사용하였으며, 컴퓨터 시뮬레이션과 시험을 통한 EB의 속도 추적 제어 성능을 비교 분석 하였다. Fig. 11(b)의 컴퓨터 시뮬레이션 결과, 정상 상태의 추적 오차는 2% 이내로 발생하며 시간 변화에 따라 정현파 형태로 발생하였다. 시험 결과, Fig. 11(a)와 같이 외란 및 시스템 파라미터 변화에 따라 컴퓨터 시뮬레이션 대비 높은 제어 입력과 채터링이 발생하였다. 이러한 결과, 정상 상태에서 EB는 컴퓨터 시뮬레이션 결과 대비 조금 높은 5%이내의 추적 오차가 발생하였다. 이러한 결과를 통하여 슬라이딩 모드 제어기를 통해 우수한 EB의 속도 추적 제어 성능을 확인할 수 있었다.

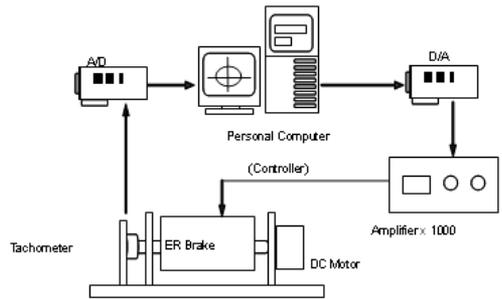
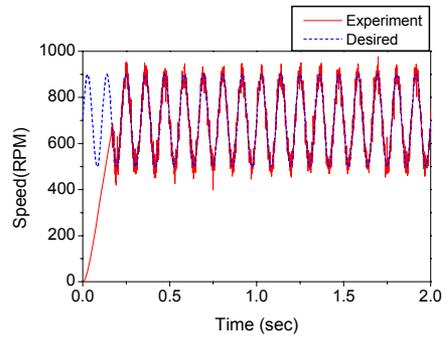
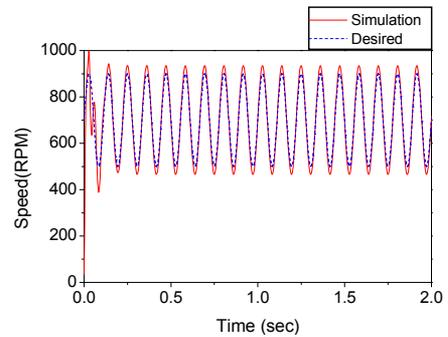


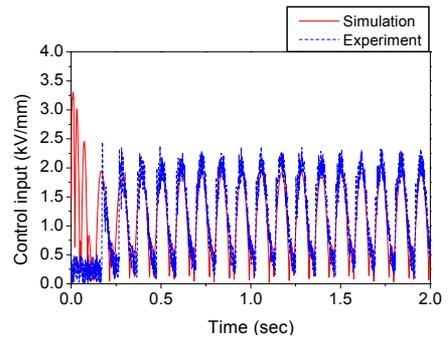
Fig. 10 Experimental setup



(a) Experimental results



(b) Simulation results



(c) Control input

Fig. 11 Speed tracking control results

5. 결 론

이 연구에서는 Pani 및 Starch 계열 등의 기존 ER 유체에 비해 높은 항복 응력을 갖는 GER 유체의 제어 성능을 확인하기 위하여 원통형 ER brake를 설계하였다. 유체의 항복 응력 변화에 따라 발생하는 멈춤 토크에 의한 로터 코어의 구조적 변형, 회전 진동에 의한 전극 간극 변화 및 구조적 진동 특성을 상용 해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 분석하였다. 이후, 강건 제어기인 슬라이딩 모드 제어를 이용하여 컴퓨터 시뮬레이션과 실험을 통한 속도 추적 제어 성능을 비교 분석하였다. 실험 결과, 최대 추적 오차는 5% 이내로 발생하였으며, 이를 통하여 우수한 속도 제어 성능을 확인하였다. 향후, 제안된 EB의 상용화를 위하여 다양한 설계 변수에 대한 연구 및 추적 오차의 정밀도 향상을 위한 여러 제어 로직의 개발이 필요하리라 판단된다. 또한, 높은 항복 응력을 갖는 GER 유체의 특성을 이용한 유체 마운트 및 서스펜션과 같은 진동 절연 장치로의 응용 연구가 수행되어야 할 것이다⁽⁸⁾.

후 기

이 연구에 사용된 ER 유체는 China Patent Investment Limited in Hong Kong에서 공급받았으며, President Mr. Benjamin Fok과 Hong Kong University of Science and Technology의 Professor Ping에 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Kang, P. S., Han, Y. M. and Choi, S. B., 2006, Force-feedback Control of an Electro-rheological Haptic Device in MIS Virtual Environment, Transactions of the Korean Society for

Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 12, pp. 1286~1293.

(2) Seong, M. S., Choi, S. B., Kim, C. H., Lee, H. K., Baek, J. H., Han, H. H. and Woo, J. K., 2010, Experimental Performance Evaluation of MR Damper for Integrated Isolation Mount, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 12, pp. 1161~1167.

(3) Kim, H. S., Seong, M. S., Choi, S. B. and Kwon, O. Y., 2011, Performance Evaluation of a Full Vehicle with Semi-active MR Suspension at Different Tire Pressure, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 11, pp. 1067~1073.

(4) Han, Y. M., Lee, H. G., Choi, S. B. and Choi, H. J., 2002, Investigation on Temperature-dependent Hysteresis of Electro-rheological Fluid Using Preisach Model, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 12, No. 8, pp. 648~656.

(5) Wen, W., Huang, X. and Sheng, P., 2004, Particle Size Scaling of the Giant Electrorheological Effect, Applied Physics Letters, Vol. 85, pp. 299~301.

(6) Wen, W., Huang, X., Yang, S., Lu, K. and Sheng, P., 2003, The Giant Electrorheological Effect in Suspensions of Nanoparticles, Nature Materials Vol. 2, pp. 727~730.

(7) Lee, C. W., 1993, Vibration Analysis of Rotors, Kluwer Academic Publishers., Netherlands.

(8) Choi, S. B., Choi, Y. T. and Park, D. W., 2000, A Sliding Mode Control of a Full-car Electro Rheological Suspension System via Hardware-in-the-loop Simulation, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 122, pp. 114~121.